

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ОБЕРТАЧА КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ ЧЕРВ'ЯЧНОГО ТИПУ

С.Ю.Онищук, Б.В.Копей, В.Р.Харун, В.М.Сенчишак, С.С.Чаплінський, В.Б.Копей

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 42166,
e-mail: koreyb@pung.edu.ua

Подано результати кінематичного аналізу важільного механізму обертача колони насосних штанг черв'ячного типу. Порівняно із храповими обертачами, черв'ячний обертач є надійнішим через наявність черв'ячної передачі, яка може сприймати значні навантаження. Шляхом підстановки в отриману математичну модель вхідних даних – параметрів типової моделі верстата-гойдалки – отримано графічні залежності зміни передавальної функції вала обертача від узагальненої координати – кута положення кривошипа верстата-гойдалки. Обчислення проведено для двох можливих режимів роботи обертача – безперервного і перервного.

Ключові слова: обертач, черв'ячна передача, верстат-гойдалка, насосна штанга, храповий обертач

Приводятся результаты кинематического анализа рычажного механизма вращателя колонны насосных штанг червячного типа. По сравнению с храповыми вращателями, червячный вращатель более надежен благодаря наличию червячной передачи, которая может воспринимать значительные нагрузки. В результате подстановки в полученную математическую модель исходных данных – параметров типовой модели верстата-качалки – получены графические зависимости изменения передаточной функции вала вращателя от обобщенной координаты – угла положения кривошипа верстата-качалки. Расчет проведен для двух возможных режимов работы вращателя – непрерывного и прерывного.

Ключевые слова: вращатель, червячная передача, верстат-качалка, насосная штанга, храповый вращатель

The results of kinematics analysis of lever mechanism of sucker rod rotator of a worm type are given. In comparing to ratchet rotators, worm rotators is more reliable, due to the presence of worm-gear which can perceive the considerable loadings. As a result of substitution in the got mathematical model of entrance data – parameters of typical model of pumping unit, graphic dependences of change of transmission function of rotator shaft are got on the generalized coordinate – corner of position of crank of pumping unit. A calculation is conducted for two possible modes of operations of rotator – continuous and intermittent.

Keywords: rotator, worm-gear, pumping unit, sucker rod, ratchet rotator

Метою статті є розроблення математичної моделі важільного механізму обертача колони насосних штанг черв'ячного типу.

Застосування обертачів колони насосних штанг (НШ) на нафтових промислах дає змогу вирішити декілька важливих проблем, пов'язаних із застосуванням свердловинних штангових насосних установок. Завдяки повертанню колони НШ, зношування тіла штанг, штангових муфт та стінок насосно-компресорних труб від тертя металу із металом розсіюється на кут 360°, завдяки обертанню штанг разом зі шкребками та протекторами збільшується область, що очищується від парафінових відкладень [1]. В існуючих конструкціях обертачів колони НШ [2] обертання колони штанг здійснюється завдяки використанню храпового механізму. Для високих навантажень на храповий механізм призводить до частих обривів системи привода обертача. Замінивши храповий механізм на черв'ячну передачу, яка може сприймати значні навантаження, ми підвищуємо надійність конструкції обертача загалом. Тому розробка та аналіз конструкції обертача колони насосних штанг черв'ячного типу є актуальною проблемою, вирішення якої дає змогу отримати економічний ефект від економії коштів на ремонтні роботи.

На даний час в літературі описано декілька типів обертачів колони насосних штанг [2, 3],

спільною ознакою яких є наявність упорного підшипника, встановленого між канатною підвіскою та затискачем полірованого штока, який дає змогу обертатись колоні НШ під час зворотньо-поступального руху. Як джерело енергії для створення крутного моменту використовується енергія коливань балансира верстата-гойдалки. При цьому зворотньо-поступальний рух головки балансира перетворюється на обертотворчий рух робочого органа обертача завдяки використанню храпового колеса з собачкою, яка впродовж половини робочого циклу штовхає робоче колесо, а іншу половину – утримує його нерухомим.

Порівняно із храповими обертачами, черв'ячний обертач [1] є надійнішим через наявність черв'ячної передачі, яка може сприймати значні навантаження. Завдяки безперервному обертанню зменшуються інерційні навантаження колони НШ від розгону та гальмування обертового руху, що ускладнює напружений стан матеріалу НШ; зменшується ймовірність відгвинчування НШ завдяки відсутності циклічного розгону і гальмування обертового руху колони НШ; забезпечується безперервне очищення поверхні насосно-компресорних труб від парафіну; зменшуються навантаження на деталі обертача.

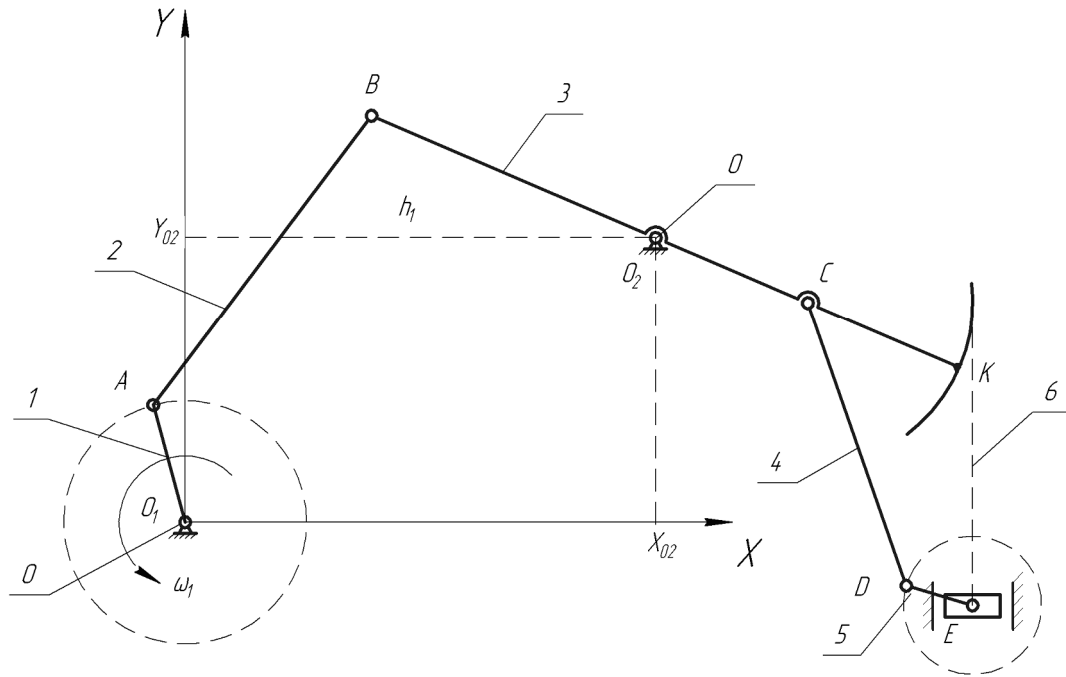


Рисунок 1 – Розрахункова схема механізму

Принцип дії обертача (рис. 1) полягає в передаванні обертів колоні НШ від черв'ячного механізму, який приводиться в дію важелем, що здійснює обертання під час роботи верстата-гойдалки.

Як запобіжний пристрій, що блокує передавання крутного моменту на черв'ячний вал обертача у випадку заклинювання колоні НШ при обертанні, застосовується пружинний запобіжник у місці шарнірного з'єднання привода обертача і балансира [2].

Обертач колоні НШ черв'ячного типу безперервної дії – це черв'ячний редуктор, закріплений на канатній підвісці верстата-гойдалки, до черв'ячного колеса якого приєднано устьовий шток, а до черв'ячного вала – важіль, що обертається під час роботи верстата-гойдалки. Важливим для роботи обертача є визначення закону руху важеля, що приводиться в рух балансиrom верстата-гойдалки, з'єднаного з важелем за допомогою шатуна.

Математична модель обертача колоні НШ черв'ячного типу безперервної дії розроблена на основі вдосконаленої математичної моделі двоплечого верстата-гойдалки [4].

Схема виконавчого механізму двоплечого верстата-гойдалки зображена на рисунку 1. Вона складається із семи ланок: нерухомої опори 0, кривошипа 1, шатуна 2, балансира 3, шатуна 4, важеля привода обертача 5, що з'єднані між собою шарнірами, гнучкої ланки (канату) 6. Під час роботи верстата-гойдалки шатун 4 штовхає важіль 5, який приводить в обертотий рух черв'ячний вал самого обертача колоні НШ.

Для складання розрахункової схеми механізму використано метод векторного контуру [5] (рис. 2).

Оскільки колона штанг може здійснювати як циклічне обертання навколо своєї осі, так і безперервний рух, визначимо розміри механізму штангообертача для обох випадків:

- важіль обертача здійснює повний оберт за цикл роботи верстата-гойдалки;

- важіль обертача не здійснює повного оберту за цикл роботи верстата-гойдалки, тобто здійснює коливальний рух, відхиляючись на певний кут.

Розглянемо перший випадок, коли важіль обертача здійснює повний оберт за цикл роботи верстата-гойдалки.

Для цього повинна виконуватись умова Грасгофа [6], тобто:

$$l_5 + l_6 \leq l_3 + l_4. \quad (1)$$

Рівняння векторного контуру механізму [7] можна записати як:

$$\vec{l}_3 + \vec{l}_4 = \vec{l}_6 + \vec{l}_5. \quad (2)$$

Довжини кривошипа 5 та шатуна 4 визначимо, розглянувши крайні положення штангової підвіски.

У верхньому положенні штангової підвіски шатун 4 та ланка 5 розміщуються на одній лінії, причому:

$$(l_d)_{MIN} = l_4 - l_5. \quad (3)$$

З іншого боку, в нижньому положенні штангової підвіски:

$$(l_d)_{MAX} = l_4 + l_5, \quad (4)$$

де $(l_d)_{MAX}$, $(l_d)_{MIN}$ – максимальна та мінімальна величина відстані між точками С і Е (рис. 2) у верхньому та нижньому положенні.

Відстань l_d для верхнього та нижнього положення штангової підвіски визначається як:

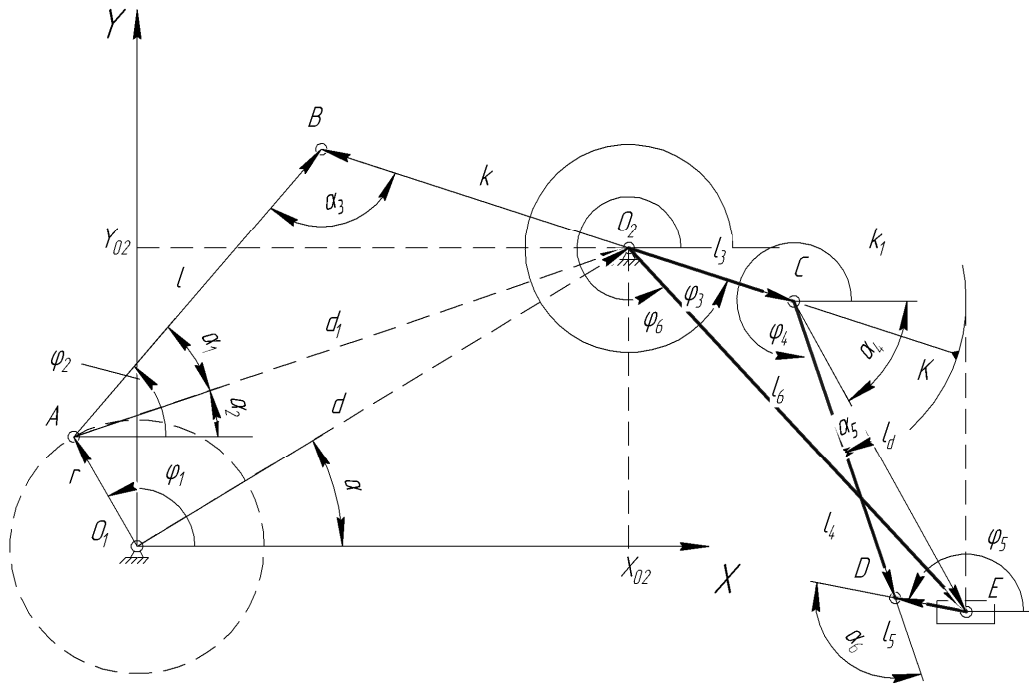


Рисунок 2 – Векторний контур механізму

$$(l_d)_{MIN} = \left\{ (l_K + l_3 \cdot \sin(\varphi_{3MAX}))^2 + (k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_{3MAX}))^2 \right\}^{1/2}; \quad (5)$$

$$(l_d)_{MAX} = \left\{ (l_K + k_1 \cdot \alpha - l_3 \cdot \sin(\varphi_{3MIN}))^2 + (k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_{3MIN}))^2 \right\}; \quad (6)$$

де: γ – кут розмаху балансира;

φ_{3MAX} , φ_{3MIN} – максимальне та мінімальне значення кута відхилення осі балансира від горизонталі;

l_K – довжина канату, обчислена як відстань від канатної підвіски до точки дотику з балансиром при верхньому положенні полірованого штока.

Додавши рівняння (3) і (4), визначимо довжину кривошипа l_4 :

$$l_4 = \frac{(l_d)_{MAX} + (l_d)_{MIN}}{2}. \quad (7)$$

Довжина l_5 визначається з будь-якого з рівнянь (3), (4).

На основі розрахункової схеми складено рівняння векторного контуру механізму привода обертача. При цьому закон зміни кута положення балансира φ_3 є заданим і залежить від закону зміни кута φ_1 (узагальненої координати) [4].

Визначимо закон зміни кута повороту φ_5 , для чого спроектуємо рівняння (1) на осі OX і OY:

$$\begin{cases} l_3 \cdot \cos \varphi_3 + l_4 \cdot \cos \varphi_4 = l_6 \cdot \cos \varphi_6 + l_5 \cdot \cos \varphi_5 \\ l_3 \cdot \sin \varphi_3 + l_4 \cdot \sin \varphi_4 = l_6 \cdot \sin \varphi_6 + l_5 \cdot \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (8)$$

де $\varphi_6 = f(\varphi_3)$.

Величину довжини l_6 (рис. 2) визначаємо як:

$$l_6 = \sqrt{[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)]^2 + k_1^2}, \quad (9)$$

а величину кута φ_6 визначаємо:

$$\begin{aligned} \varphi_6 &= 2\pi - \arctan\left(\frac{l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)}{k_1}\right) = \\ &= 2\pi - \arctan\left(\frac{l_K}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3\right). \end{aligned} \quad (10)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (8)-(10), отримаємо закон зміни кута φ_5 .

Для знаходження перших передаточних функцій [7] шатуна 4 та ланки 5, продиференціюємо систему рівнянь (8) за узагальненою координатою φ_1 . Отримаємо:

$$\begin{cases} -l_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} - l_4 \cdot \sin \varphi_4 \cdot \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = \\ = \frac{dl_6}{d\varphi_1} \cdot \cos \varphi_6 - l_6 \cdot \sin \varphi_6 \cdot \frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} - \\ - l_5 \cdot \sin \varphi_5 \cdot \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1}; \\ l_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} + l_4 \cdot \cos \varphi_4 \cdot \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = \\ = \frac{dl_6}{d\varphi_1} \cdot \sin \varphi_6 + l_6 \cdot \cos \varphi_6 \cdot \frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} + \\ + l_5 \cdot \cos \varphi_5 \cdot \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1} \end{cases} \quad (11)$$

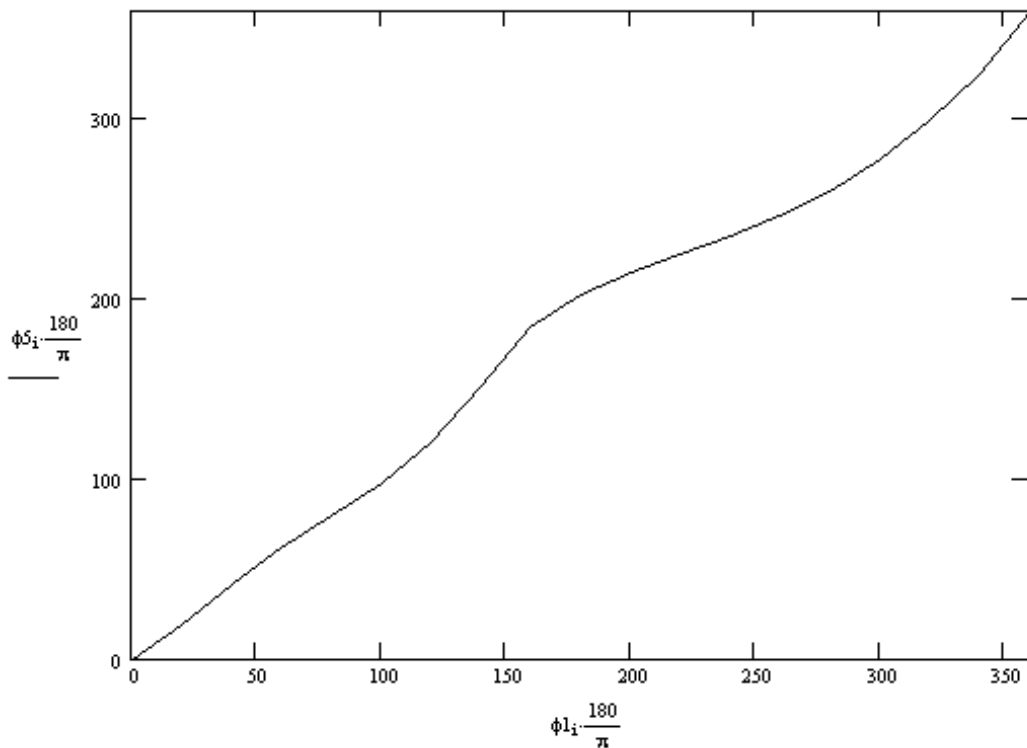


Рисунок 3 – Графік залежності кута φ_5 від узагальненої координати φ_1 протягом одного циклу роботи верстата-гойдалки при повному оберті ланки 5

Продиференціювавши за кутом φ_1 вираз (10), отримаємо [7]:

$$\frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} = \frac{1}{1 + \left(\frac{l_K}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3 \right)^2} \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}. \quad (12)$$

Аналогічно з формули (9) маємо:

$$\frac{dl_6}{d\varphi_1} = \frac{1}{2\sqrt{\left[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3) \right]^2 + k_1^2}} \times \times 2\left[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3) \right] \cdot (-k_1) \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}. \quad (13)$$

Із системи рівнянь (11)–(13) знаходимо перші передаточні функції для ланок 4 і 5:

$$P'_4 = \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1}; \quad (14)$$

$$P'_5 = \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1}. \quad (15)$$

Закон зміни передавальних функцій із системи рівнянь (11)–(13) визначено чисельним методом з використанням комп'ютерних програм MathSoft apps Mathcad і Waterloo Maple [8].

За відомими передавальними функціями, можна визначити кутові швидкості шатуна 4 і важеля 5 [6] для будь-якого значення кутової швидкості ω_1 :

$$\begin{cases} \omega_4 = P'_4 \cdot \omega_1; \\ \omega_5 = P'_5 \cdot \omega_1. \end{cases} \quad (16)$$

Задавшись числовими значеннями геометричних характеристик верстата-гойдалки UP12T-5500 (радіус кривошипа $r = 1,1$ м, довжина шатуна $L = 3,284$ м, довжина заднього плеча балансира $k = 2,8$ м, відстань від осі балансира до точки кріплення ланки 4 $l_3 = 2,5$ м, довжини ланок 4 і 5: $l_4 = 3,704$ м, $l_5 = 0,3$ м, довжина ходу устьового штока $S = 3$ м, довжина канату $l_k = 2,2$ м), визначено графічний закон залежності кута φ_5 (рис. 3) від узагальненої координати φ_1 (у розрахунках прийнято, що кутова швидкість кривошипа 1 є постійною).

Із рисунка 3 видно, що закон зміни кута φ_5 відрізняється від лінійного, тобто обертання колони насосних штанг буде відбуватись нерівномірно. Це підтверджує закон зміни P'_{φ_5} .

Із графіка видно, що крива зміни кута φ_5 є наближеною до прямої лінії, без ділянок різкого розгону чи гальмування, обертання черв'ячного вала здійснюється впродовж всього циклу роботи верстата-гойдалки.

Аналіз отриманого графіка залежності функції P'_{φ_5} від узагальненої координати φ_1 дає підстави зробити висновок, що за постійної швидкості обертання кривошипа впродовж циклу роботи верстата-гойдалки відбуваються коливання кутової швидкості черв'ячного вала, а, отже, і колони НШ, яку можна визначити як

$$\omega_{НШ} = \frac{\omega_5}{u_{ч.п.}}, \quad (17)$$

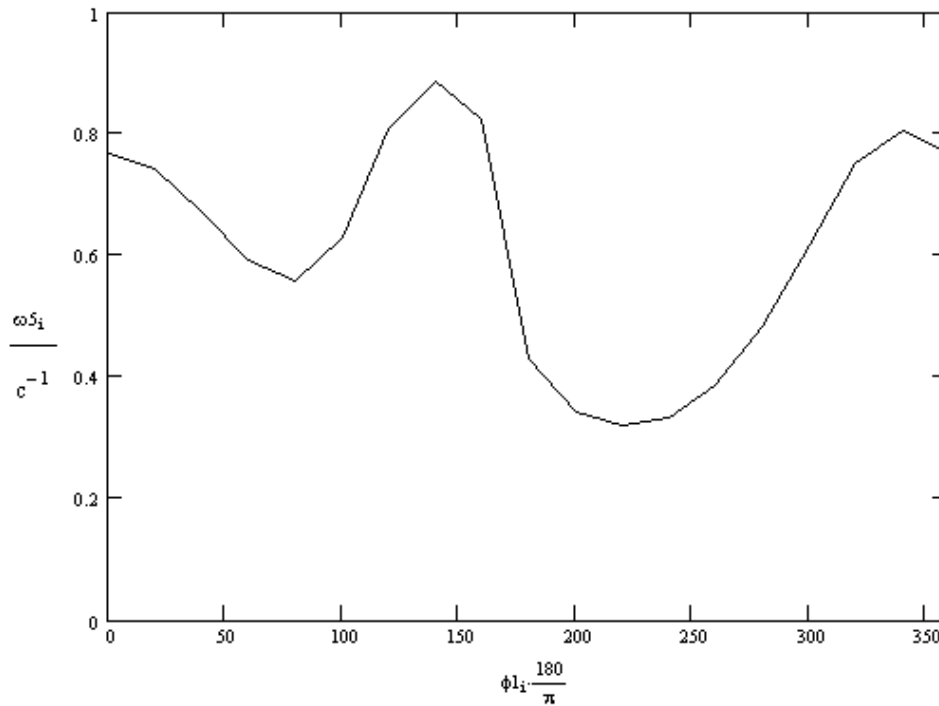


Рисунок 4 – Графік залежності передавальної функції Π'_{φ_5} від узагальненої координати φ_1 протягом одного циклу роботи верстата-гойдалки при повному оберті ланки 5

де $u_{ч.п.}$ – передаточне відношення черв'ячної передачі.

Проте, із рисунка 4 видно, що кутова швидкість не змінює знаку і не зменшується до нуля в процесі роботи верстата-гойдалки.

Розглянемо другий випадок, коли важіль обертача не здійснює повного оберту за цикл роботи верстата-гойдалки, тобто здійснює коливальний рух, відхиляючись на певний кут.

Для того, щоб не виконувалась умова прокручування чотириланковика, повинна не виконуватись умова Грасгофа, тобто:

$$l_5 + l_6 > l_3 + l_4. \quad (18)$$

Запишемо формулу для визначення кута повороту φ_6 (рис. 2):

$$\varphi_6 = 2\pi - \arctg\left(\frac{l_K}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3\right). \quad (19)$$

Довжина вектора l_6 визначається з формули:

$$l_6 = \sqrt{k_1^2 + [l_K + k_1 \cdot (\varphi_{3MAX} - \varphi_3)]^2}. \quad (20)$$

Визначимо проекції на осі OX та OY вектора \vec{l}_d (рис. 2):

$$l_{dx} = k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_3). \quad (21)$$

$$l_{dy} = l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3) + l_3 \cdot \sin(\varphi_3). \quad (22)$$

Тоді довжина вектора l_d :

$$l_d = \sqrt{l_{dx}^2 + l_{dy}^2}. \quad (23)$$

Визначимо величину кута α_5 за допомогою теореми косинусів (рис. 2) [9]:

$$\alpha_5 = \arccos\left[\frac{l_4^2 + l_d^2 - l_5^2}{2 \cdot l_4 \cdot l_d}\right], \quad (24)$$

де: l_4 – довжина ланки 4;

l_5 – довжина важеля обертача.

Величина кута α_4 (рис. 2):

$$\alpha_4 = \arccos\left(\frac{l_{dx}}{l_d}\right). \quad (25)$$

Кут φ_4 визначаємо:

$$\varphi_4 = 360^\circ - \alpha_4 - \alpha_5. \quad (26)$$

Визначимо величину кута α_6 :

$$\alpha_6 = \arccos\left(\frac{l_5^2 + l_4^2 - l_d^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_4}\right). \quad (27)$$

Кут φ_5 :

$$\varphi_5 = \varphi_4 - \alpha_6. \quad (28)$$

Підставляючи в наведені вище розрахункові формули числові значення величин, взяті з геометричних характеристик верстатів-гойдалок [4], для верстата-гойдалки UP12T-5500 отримаємо закон зміни кута φ_5 (рис. 5) у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберту за цикл роботи верстата-гойдалки, тобто здійснює коливальний рух, відхиляючись на певний кут. Під час розрахунку для того, щоб не виконувалась умова Грасгофа, довжини ланок прийнято: $l_3 = 2,5$ м, довжини ланок 4 і 5: $l_4 = 3,5$ м, $l_5 = 0,3$ м.

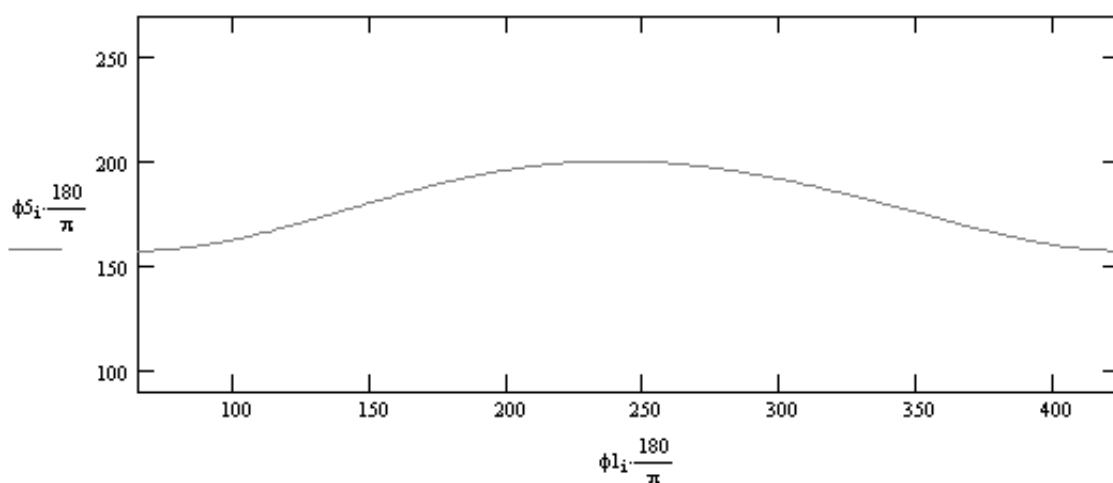


Рисунок 5 – Графік зміни кута φ_5 протягом одного циклу роботи верстата-гойдалки у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-гойдалки

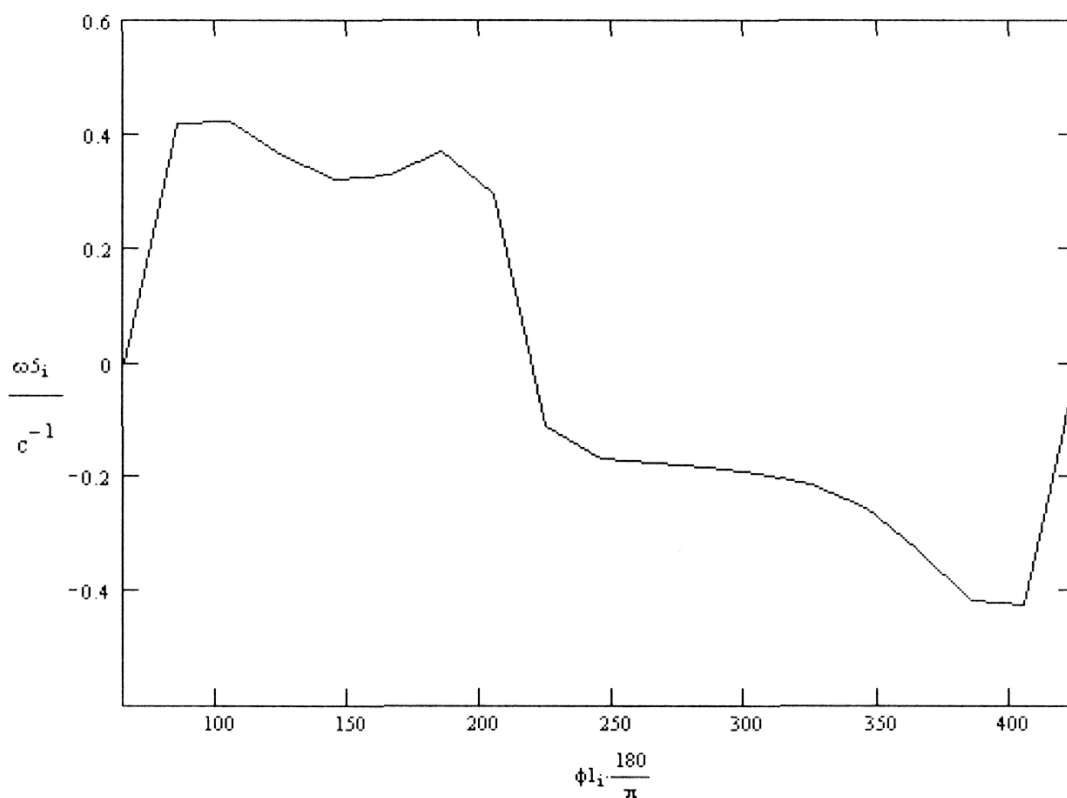


Рисунок 6 – Графік залежності передаточної функції P'_{φ_5} від узагальненої координати φ_1 протягом одного циклу роботи верстата-гойдалки у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-гойдалки

Для знаходження перших передаточних функцій використаємо рівняння векторного контуру механізму (2). Розв'язуючи систему рівнянь (11)-(13) для заданих довжин l_3 , l_4 , l_5 , отримаємо перші передавальні функції для ланок 4 і 5. На рисунку 6 зображено закон залежності кутової швидкості ω_5 від узагальненої координати φ_1 .

Таким чином, розроблена математична модель важільного механізму обертача колони насосних штанг дає змогу провести синтез не-

обхідних розмірів для будь-якого типу верстата-гойдалки. В подальших дослідженнях потрібно побудувати та провести аналіз залежності кутового прискорення колони НШ від узагальненої координати φ_1 на основі закону зміни другої передаточної функції важеля обертача. Так ми отримаємо можливість провести аналіз силових факторів, які діють на черв'ячну передачу, для подальшого вдосконалення конструкції обертача.

Література

- 1 Онищук С.Ю. Обертач колони насосних штанг черв'ячного типу безперервної дії / С.Ю.Онищук, О.О.Онищук, Б.В.Копей, В.Б.Копей : тези всеукр. наук.-практ. конф. ["Вісник науковця - 2009"], м. Миколаїв, 02 квіт. 2009 р. – Миколаїв, 2009. – С. 235-237.
- 2 Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт : Дис. ... канд. техн. наук : 05.05.12 / Копей Володимир Богданович. – Івано-Франківськ, 2004. – 167 с.
- 3 Люшин С.Ф. Борьба с отложениями парафина при добыче нефти / [С.Ф. Люшин, В.А. Рассказов, Д.М. Шейн-Али и др.]. – М.: Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1961. – 95 с.
- 4 Харун В.Р. Обґрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-гойдалок : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.12 / Харун Віктор Романович. – Івано-Франківськ, 2004. – 189 с.
- 5 Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин / В.А. Зиновьев. – М. : Наука, 1975. – 384 с.
- 6 Коренько А.С. Теория механизмов и машин / А.С. Коренько. – К. : Вища школа, 1976. – 444 с.
- 7 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И.Артоболевский. – М. : Недра, 1988. – 254 с.
- 8 Васильев А.Н. Maple 8. Самоучитель / А.Н. Васильев. - К./ : Диалектика, 2003. – 352 с.
- 9 Выгодский М.Я. Справочник по элементарной математике / М.Я. Выгодский. – Л. / : Печатный двор, 1958. – 412 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії

27.01.10

*Рекомендована до друку професором
Петриною Ю.Д.*